

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-1129

(43) 公開日 平成11年(1999) 1月6日

(51) Int.Cl.⁶

B 6 0 K 17/348

識別記号

F I

B 6 0 K 17/348

B

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平9-154040

(22) 出願日 平成9年(1997) 6月11日

(71) 出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72) 発明者 樋渡 稔

東京都三鷹市大沢3丁目9番6号 株式会

社スバル研究所内

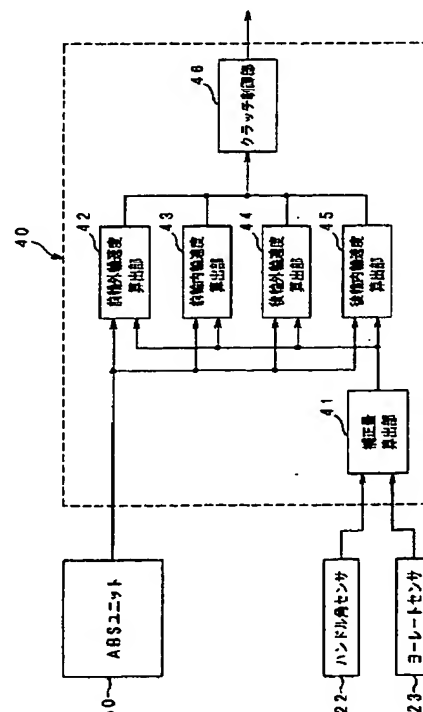
(74) 代理人 弁理士 伊藤 進

(54) 【発明の名称】 4輪駆動車のスリップ制御装置

(57) 【要約】

【課題】 極低速旋回時のタイトコーナブレーキ現象を防止しつつ、スリップ制御における不感帯の幅を可能な限り狭くし、確実にスリップを防止する。

【解決手段】 補正量算出部41でハンドル角センサ22及びヨーレートセンサ23からの信号に基づいて、旋回時の各輪の軌跡差を解消するように各輪の車輪速の補正量を算出し、この補正量に基づいて、前輪外輪速度算出部42、前輪内輪速度算出部43、後輪外輪速度算出部44、後輪内輪速度算出部45で、それぞれ、ABSユニット30から読み込んだ車輪速を補正する。そして、クラッチ制御部46で、補正後の前後輪の車輪速差に基づいてトランスファクラッチの締結力を可変する。これにより、極低速旋回時のタイトコーナブレーキ現象の発生を抑えつつ、スリップ制御の際の前後輪の車輪速差に対する不感帯の幅を従来よりも狭くすることができ、転舵発進時等のスリップを確実に防止することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 前輪側と後輪側とのトルク伝達配分をトランスファクラッチを介して可変し、車輪のスリップを防止する4輪駆動車のスリップ制御装置において、車両旋回時の各車輪の軌跡差を解消するよう、車輪速度を補正する手段と、前輪側と後輪側との補正後の車輪速度の差に応じて上記トランスファクラッチの締結力を可変する手段とを備えたことを特徴とする4輪駆動車のスリップ制御装置。

【請求項2】 4つの車輪の中の任意の1つを基準車輪とし、この基準車輪の旋回軌跡と他の車輪の旋回軌跡との差に基づいて他の車輪の車輪速度を補正することを特徴とする請求項1記載の4輪駆動車のスリップ制御装置。

【請求項3】 前輪側と後輪側とのいずれか一方を基準車輪とし、この基準車輪の旋回軌跡と前輪側あるいは後輪側の旋回軌跡との差に基づいて、前輪側あるいは後輪側の車輪速度を補正することを特徴とする請求項1記載の4輪駆動車のスリップ制御装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【発明の属する技術分野】本発明は、前輪側と後輪側とのトルク伝達配分をトランスファクラッチを介して可変することで、車輪のスリップを防止する4輪駆動車のスリップ制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】周知のように、4輪駆動車では、4輪駆動の走行状態で転舵しながら旋回すると、前後輪の間に旋回半径の相違に伴う回転速度差を生じ、タイトコーナブレーキ現象が発生する。

【0003】このため、本出願人は、先に、特公平1-29725号公報において、2輪駆動と4輪駆動との駆動切替用のトランスファクラッチに容量変化可能な油圧クラッチを用い、転舵による旋回走行中に前後輪のスリップ率に応じてトランスファクラッチの容量を低減し、前輪側あるいは後輪側の駆動力を減じる技術を提案している。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、4輪駆動車を制御する機能の1つとして、前後輪の回転差に応じて前後輪のトルク伝達配分を可変することで、前輪又は後輪の過剰なスリップを防止するスリップ制御機能があり、前述のトランスファクラッチを用いるシステムでは、トランスファクラッチへ供給する油圧を制御してトランスファクラッチの締結力を可変し、前後輪のトルク伝達配分を決定するようにしている。

【0005】しかしながら、車輪のスリップを防止するためには、前後輪の回転差に応じてトランスファクラッチを直結方向に制御することが必要である反面、タイトコーナブレーキ現象を防止するためには、前後輪に

回転差が生じた場合、トランスファクラッチを解放方向にする必要がある。

【0006】このため、従来のスリップ制御では、前後輪の車輪速度差に対して比較的大きな不感帯（制御を行わない領域）を設けることで極低速旋回時の前後輪の回転差を吸収し、タイトコーナブレーキ現象を防止するようにしており、転舵発進時には、多大な不感帯のため、スリップ制御に入り難くなってしまうという問題がある。

【0007】この場合、上記不感帯を単純に狭くすると、極低速旋回時の車輪の軌跡差による車輪速度差をスリップと誤判定してトランスファクラッチの締結力を増加させる方向に制御してしまい、結果的にタイトコーナブレーキ現象の発生を促すことになってしまう。

【0008】本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、極低速旋回時のタイトコーナブレーキ現象を防止しつつ、スリップ制御における不感帯の幅を可能な限り狭くし、確実にスリップを防止することのできる4輪駆動車のスリップ制御装置を提供することを目的としている。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1記載の発明は、前輪側と後輪側とのトルク伝達配分をトランスファクラッチを介して可変し、車輪のスリップを防止する4輪駆動車のスリップ制御装置において、車両旋回時の各車輪の軌跡差を解消するよう、車輪速度を補正する手段と、前輪側と後輪側との補正後の車輪速度の差に応じて上記トランスファクラッチの締結力を可変する手段とを備えたことを特徴とする。

【0010】請求項2記載の発明は、請求項1記載の発明において、4つの車輪の中の任意の1つを基準車輪とし、この基準車輪の旋回軌跡と他の車輪の旋回軌跡との差に基づいて他の車輪の車輪速度を補正することを特徴とする。

【0011】請求項3記載の発明は、請求項1記載の発明において、前輪側と後輪側とのいずれか一方を基準車輪とし、この基準車輪の旋回軌跡と前輪側あるいは後輪側の旋回軌跡との差に基づいて、前輪側あるいは後輪側の車輪速度を補正することを特徴とする。

【0012】すなわち、本発明による4輪駆動車のスリップ制御装置では、車両旋回時の各車輪の軌跡差を解消するよう車輪速度を補正し、前輪側と後輪側との補正後の車輪速度の差に応じてトランスファクラッチの締結力を可変することで、前輪側と後輪側とのトルク伝達配分を変更して車輪のスリップを防止する。

【0013】その際、4つの車輪の中の任意の1つを基準車輪とし、この基準車輪の旋回軌跡と他の車輪の旋回軌跡との差に基づいて他の車輪の車輪速度を補正しても良く、前輪側と後輪側とのいずれか一方を基準車輪とし、この基準車輪の旋回軌跡と前輪側あるいは後輪側の

旋回軌跡との差に基づいて、前輪側あるいは後輪側の車輪速度を補正しても良い。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照して本発明の実施の形態を説明する。図1～図5は本発明の実施の第1形態に係わり、図1はクラッチ制御機能のブロック図、図2は駆動制御系の全体構成図、図3はクラッチ制御ルーチンのフローチャート、図4は4輪モデルによる車輪速補正量算出の説明図、図5はスリップ判定マップの説明図である。

【0015】図2において、符号1は車両前部に配置されたエンジンを示し、このエンジン1の出力軸に、流体トルクコンバータを使用した自動変速機あるいはクラッチ機構部を含むマニュアル変速機等の変速機構部2が連設され、この変速機構部2後部に、センターディファレンシャル装置3が連設されている。

【0016】上記センターディファレンシャル装置3は、トランスファドライブギヤ4、トランスファドリブンギヤ5、ドライブビニオン軸部となっているフロントドライブ軸6を介してフロントディファレンシャル装置7に連結されるとともに、油圧多板式トランスファクラッチ8を介してリヤドライブ軸9に連結され、このリヤドライブ軸9からプロペラシャフト10、ドライブビニオン軸部11を介してリヤディファレンシャル装置12に連結されている。

【0017】上記トランスファクラッチ8は、図示しない油圧系統からクラッチ制御弁13を介して供給される油圧力によって締結力が可変されるものであり、解放状態では、上記センターディファレンシャル装置3のトルク配分をそのまま出力し、完全に締結されると、前後輪に等分にトルクを配分する直結状態となる。

【0018】尚、上記変速機構部2、センターディファレンシャル装置3、及び、フロントディファレンシャル装置7等は、一体にケース14内に設けられている。

【0019】また、上記フロントディファレンシャル装置7には、前輪左ドライブ軸15Lを介して左前輪16Lが連設されるとともに、前輪右ドライブ軸15Rを介して右前輪16Rが連設されており、上記リヤディファレンシャル装置12には、後輪左ドライブ軸17Lを介して左後輪18Lが連設されるとともに、後輪右ドライブ軸17Rを介して右後輪18Rが連設されている。

【0020】一方、符号30は、前後輪16L、16R、18L、18Rにそれぞれに取り付けられた各車輪速センサ19L、19R、20L、20Rからの信号に基づいて、図示しないブレーキ系統の油圧を制御し、制動時の車輪のロックを回避するABSユニットであり、また、符号40は、上記トランスファクラッチ8の締結力を制御する制御ユニットで、例えばシリアル回線を介して上記ABSユニット30と接続されている。

【0021】上記制御ユニット40には、ステアリング

ホイール21のステアリングコラムに設けられたハンドル角 θ を検出するハンドル角センサ22、車両の実際のヨーレート $\dot{\psi}$ を検出するヨーレートセンサ23等のセンサ類が接続されるとともに、上記トランスファクラッチ8への油圧を制御する上述のクラッチ制御弁13等のアクチュエータ類が接続されており、上記トランスファクラッチ8の締結力を制御して、前後輪の速度差に応じて前後輪へのトルク配分を可変し、摩擦係数 μ の低い路面での車輪のスリップを防止するスリップ制御等を行う。

【0022】すなわち、前後の摩擦係数 μ が異なる路面での発進や、後輪偏重の4WDの加速時等のように、前後輪の車輪速差（回転数差）が生じた場合、上記クラッチ制御弁13を介して上記トランスファクラッチ8の締結力を強化し、直結方向に近づけてスリップを抑える。

【0023】この場合、上記制御ユニット40には、例えば図5に示すような車輪速差に関するスリップ判定マップが内蔵されており、このスリップ判定マップを参照して不感帯（制御を行わない領域）を越えた値に比例する締結力が発生するよう、上記クラッチ制御弁13を介して上記トランスファクラッチ8を直結方向に制御するが、スリップ制御の制御効率を向上させるためには、上記スリップ判定マップにおける不感帯の幅を可能な限り狭くすることが望ましい。

【0024】しかしながら、摩擦係数 μ が比較的高い路面での極低速旋回走行においては、各輪の軌跡差によって前後輪の車輪速差が生じるため、上記スリップ判定マップの不感帯を単純に狭くすると、この軌跡差による車輪速差をスリップと誤判定して上記トランスファクラッチ8の締結力を増加させる方向に制御してしまい、結果的にタイトコーナブレーキ現象の発生を促すことになってしまう。

【0025】このため、上記制御ユニット40では、各輪の中の一輪を基準車輪とし、この基準車輪に合わせるように残りの各輪の車輪速を補正することで、極低速旋回走行における車輪軌跡誤差を取り除き、補正した車輪速の差に基づいてスリップ制御を行うようにしている。

【0026】上記制御ユニット40のクラッチ締結制御に係わる機能は、図1に示すように、ハンドル角センサ22及びヨーレートセンサ23からの信号に基づいて各輪の車輪速の補正量を算出する補正量算出部41、上記ABSユニット30から読み込んだ各車輪速を上記補正量に基づいて補正し、補正後の車輪速を算出する各機能部、すなわち、前輪外輪速度を算出する前輪外輪速度算出部42、前輪内輪速度を算出する前輪内輪速度算出部43、後輪外輪速度を算出する後輪外輪速度算出部44、後輪内輪速度を算出する後輪内輪速度算出部45、及び、補正後の前後輪の車輪速差に基づいてクラッチ制御弁13を制御し、トランスファクラッチ8の締結力を可変するクラッチ制御部46から構成されている。

【0027】以下、上記構成によるクラッチ締結制御処

理について、図3のフローチャートに従って説明する。尚、以下の説明では、旋回中心に対し、前輪の外側車輪を基準車輪として残りの各輪の車輪速を補正する例について説明し、前輪外輪速度の補正量は0とする。

【0028】図3のクラッチ締結制御ルーチンでは、まず、ステップS10で、ハンドル角センサ22によって検出したハンドル角 θ 、ヨーレートセンサ23によって検出したヨーレート γ を読み込むとともに、ABSユニット3からの各輪の車輪速データを読み込む。尚、旋回中心に対する各車輪速データは、前輪外輪速度 $V\alpha 01$ 、前輪内輪速度 $V\alpha 02$ 、後輪外輪速度 $V\alpha 03$ 、後輪内輪速度 $V\alpha 04$ とする。

【0029】次に、ステップS20へ進み、前輪外輪を基準車輪とし、この基準車輪に対する旋回半径の差による各輪の速度補正量を算出する。例えば、図4に示すように、車両が左旋回する例で説明すると、基準車輪に対する各輪の速度差 $\Delta V12$ 、 $\Delta V13$ 、 $\Delta V14$ は、以下の(1)～(3)式に示すように、基準車輪の旋回半径と各輪の旋回半径との差にヨーレート γ を乗じた値として求めることができ、これらを各輪の補正量とする。

$$\Delta V12 = (R1 - R2) \cdot \gamma \quad \dots(1)$$

$$\Delta V13 = (R1 - R3) \cdot \gamma \quad \dots(2)$$

$$\Delta V14 = (R1 - R4) \cdot \gamma \quad \dots(3)$$

但し、R1：前輪外輪（基準車輪）の旋回半径

R2：前輪内輪の旋回半径

R3：後輪外輪の旋回半径

R4：後輪内輪の旋回半径

【0030】ここで、図4に示すように、車両の定常旋回を幾何学的に記述した場合、前輪内輪の旋回半径R2

$$\Delta V12 = Df \cdot \gamma \quad \dots(10)$$

$$\Delta V13 = L \cdot \sin(\tan^{-1}(Lr \cdot \tan \delta / L)) \cdot \gamma \quad \dots(11)$$

$$\Delta V14 = L \cdot \sin(\tan^{-1}(Lr \cdot \tan \delta / L)) \cdot \gamma + Dr \cdot \gamma \quad \dots(12)$$

【0034】以上により、各輪の補正量 $\Delta V12$ 、 $\Delta V13$ 、 $\Delta V14$ を算出すると、次にステップS30へ進み、ABSユニット30から読み込んだ各輪の車輪速 $V\alpha 01$ 、 $V\alpha 02$ 、 $V\alpha 03$ 、 $V\alpha 04$ を以下の(13)～(16)に従って補正し、各輪の車輪速 $V\alpha 1$ 、 $V\alpha 2$ 、 $V\alpha 3$ 、 $V\alpha 4$ を算出する。尚、基準車輪である前輪外輪の車輪速は補正せず（補正量0）、ABSユニット30から読み込んだデータを採用する。

$$V\alpha 1 = V\alpha 01 \quad \dots(13)$$

$$V\alpha 2 = V\alpha 02 + \Delta V12 \quad \dots(14)$$

$$V\alpha 3 = V\alpha 03 + \Delta V13 \quad \dots(15)$$

$$V\alpha 4 = V\alpha 04 + \Delta V14 \quad \dots(16)$$

【0035】その後、ステップS40へ進み、前輪外輪と前輪内輪との車輪速和（ $V\alpha 1 + V\alpha 2$ ）で前輪速度を代表するとともに、後輪外輪と後輪内輪との車輪速（ $V\alpha 3 + V\alpha 4$ ）で後輪速度を代表し、前輪と後輪との速度差が図5に示すスリップ判定マップの不感帯を越えているか否かを判定する。その結果、前輪と後輪との速度差が

は、以下の(4)式のように、前輪外輪の旋回半径R1から前輪のトレッドDfを減算した値に略等しいみならずことができ、また、後輪外輪の旋回半径R3は、車両の極低速走行時の車両重心の横すべり角を $\beta 0$ とすると、この横すべり角 $\beta 0$ と車両のホイールベースLとから、以下の(5)式で近似することができる。

$$R2 = R1 - Df \quad \dots(4)$$

$$R3 = R1 - L \cdot \sin \beta 0 \quad \dots(5)$$

【0031】また、後輪内輪の旋回半径R4は、後輪外輪の旋回半径R3から後輪のトレッドDrを減算した値に等しいみならずことができるため、上記(5)式を用いて変形すると、以下の(6)式で示すことができる。

$$R4 = R3 - Dr = R1 - L \cdot \sin \beta 0 - Dr \quad \dots(6)$$

【0032】さらに、車両重心の横すべり角 $\beta 0$ 、車両重心の旋回半径RM、及び、後軸-重心間距離Lrの幾何学的関係は、以下の(7)式によって求めることができ、車両重心の旋回半径RMは、以下の(8)式に示すように、ホイールベースLと実舵角 δ （ $\delta = \theta / N$ ；Nはステアリングギヤ比）とによって求めることができる。これらの式を用い、横すべり角 $\beta 0$ は、以下の(9)式によって求めることができる。

$$\tan \beta 0 = Lr / RM \quad \dots(7)$$

$$RM = L / \tan \delta \quad \dots(8)$$

$$\beta 0 = \tan^{-1}(Lr \cdot \tan \delta / L) \quad \dots(9)$$

【0033】従って、最終的に、上記(1)～(3)式に示す各輪の補正量 $\Delta V12$ 、 $\Delta V13$ 、 $\Delta V14$ は、上記(4)～(6)式を用いて変形し、さらに、上記(9)式による横すべり角 $\beta 0$ を用いることで、以下の(10)～(12)式によって求めることができる。

$$\Delta V12 = Df \cdot \gamma \quad \dots(10)$$

$$\Delta V13 = L \cdot \sin(\tan^{-1}(Lr \cdot \tan \delta / L)) \cdot \gamma \quad \dots(11)$$

$$\Delta V14 = L \cdot \sin(\tan^{-1}(Lr \cdot \tan \delta / L)) \cdot \gamma + Dr \cdot \gamma \quad \dots(12)$$

不感帯幅内にあるときには、上記ステップS40からルーチンを抜け、不感帯を越えているとき、上記ステップS40からステップS50へ進んでトランスファクラッチ8の締結力に関するクラッチ制御を行う。

【0036】このステップS50におけるクラッチ制御では、前輪と後輪の速度差（ $V\alpha f - V\alpha r$ ）が図5に示すスリップ判定マップの不感帯を越えた値に応じてクラッチ制御弁13に対する制御量、例えばクラッチ制御弁13としてデューティソレノイド弁を使用する場合には、トランスファクラッチ8の作動油圧を制御するデューティ比を算出し、トランスファクラッチ8の締結力を増減する。

【0037】この場合、前後輪の速度差は、極低速旋回走行における車輪軌跡誤差を取り除くように補正されているため、上記スリップ判定マップの不感帯幅を従来よりも狭くしてもタイトコーナブレーキ現象が発生することはない。適正な不感帯幅によるスリップ制御効率の向上とタイトコーナブレーキ現象の発生防止とを両立する

ことができる。すなわち、転舵発進時等のスリップを確実に防止するとともに、極低速旋回時のタイトコーナブレイキ現象の発生による乗り心地の悪化を防止することができる。

【0038】図6～図8は本発明の実施の第2形態に係わり、図6は駆動制御系の全体構成図、図7はクラッチ制御機能のブロック図、図8は2輪モデルによる車輪速補正量算出の説明図である。

【0039】本形態は、前述の第1形態に対し、4輪の各輪毎に車輪速を計測することなく、前輪側の左右の車輪速の平均値に相当する前輪車速信号と後輪側の左右の車輪速の平均値に相当する後輪車速信号とを用い、後輪側と前輪側とのいずれか一方を基準として補正を行うものである。

【0040】このため、図6に示すように、制御ユニット40では、各輪毎の車輪速センサを使用することなく、変速機構部2のフロントディファレンシャル装置7にケーブルを介して連結されるインストルメントパネル内の第1の車速センサ24から前輪側の車輪速データを取得するとともに、トランスファクラッチ8の出力軸の回転を検出するためケース14に取り付けられた第2の車速センサ25から後輪側の車輪速データを取得する。

【0041】本形態における制御ユニット40のクラッチ制御に係わる機能は、図7に示すように、第1形態の補正量算出部41の処理を変更し、ハンドル角センサ22及びヨーレートセンサ23からの信号に基づいて後輪側と前輪側との軌跡差による車輪速の補正量を算出する補正量算出部41A、第1の車速センサ24からの信号及び上記補正量に基づいて前輪側の車輪速を算出する前輪速度算出部47、第2の車速センサからの信号及び上記補正量に基づいて後輪側の車輪速を算出する後輪速度算出部48、第1形態と同様、補正後の前後輪の車輪速差に基づいてクラッチ制御弁13を制御し、トランスファクラッチ8の締結力を可変するクラッチ制御部46から構成されている。

【0042】本形態の補正量算出部41Aの処理では、前輪側、後輪側のいずれか一方を基準として車輪速を補正するため、後輪側を基準とする場合には、第1の車速

$$\Delta = -L \cdot \sin(\tan^{-1}(L_r \cdot \tan \delta f / L)) \cdot \gamma \quad \cdots (22)$$

$$V_{af} = V_{af0} + \Delta \quad \cdots (23)$$

$$V_{ar} = V_{ar0} \quad \cdots (24)$$

【0047】そして、第1形態と同様、クラッチ制御部46で、前輪側の車輪速 V_{af} と後輪側の車輪速 V_{ar} と差がスリップ判定マップの不感帯を越えた値に応じてクラッチ制御弁13に対する制御量を算出し、トランスファクラッチ8の締結力を増減する。

【0048】本形態においても、前述の第1形態と同様、極低速旋回時のタイトコーナブレイキ現象の発生を抑えつつ、転舵発進時等のスリップを確実に防止することができる。

センサ24からの信号に基づく前輪側の車輪速 V_{af0} に対する補正量を算出し、第2の車速センサ25からの信号に基づく後輪側の車輪速 V_{ar0} に対する補正量は0とする。また、前輪側を基準とする場合には、第1の車速センサ24からの信号に基づく前輪側の車輪速 V_{af0} に対する補正量は0とし、第2の車速センサ25からの信号に基づく後輪側の車輪速 V_{ar0} に対する補正量を算出する。

【0043】図8に示すように、後輪側を基準とし、車両が左旋回する例で説明すると、後輪側と後輪側との速度差 Δ は、以下の式(18)に示すように、後輪側の旋回半径 R_r と前輪側の旋回半径 R_f との差にヨーレート γ を乗じた値として求めることができる。

$$\Delta = (R_r - R_f) \cdot \gamma \quad \cdots (17)$$

【0044】第1形態で説明したように、車両の定常旋回を幾何学的に記述した場合、図8から、後輪側の旋回半径 R_r は、車両重心の横すべり角 β_0 と車両のホイールベース L とから、以下の(18)式で近似することができる。

$$R_r = R_f - L \cdot \sin \beta_0 \quad \cdots (18)$$

【0045】また、横すべり角 β_0 は、第1形態と同様、後輪側の旋回半径 R_r と後軸-重心間距離 L_r との幾何学的関係から求めた以下の(19)式と、ホイールベース L と実舵角 δf ($\delta f = \theta / N$; N はステアリングギヤ比)とによって後輪側の旋回半径 R_r を求めた以下の(20)式とを用い、以下の(21)式によって求めることができる。

$$\tan \beta_0 = L_r / R_r \quad \cdots (19)$$

$$R_r = L / \tan \delta f \quad \cdots (20)$$

$$\beta_0 = \tan^{-1}(L_r \cdot \tan \delta f / L) \quad \cdots (21)$$

【0046】従って、上記(17)式による速度差(補正量) Δ は、上記(18)、(21)式を用いて、以下の(22)式によって求めることができ、以下の(23)、(24)式に示すように、第1の車速センサ24による前輪側の車輪速 V_{af0} に補正量 Δ を加算して補正後の前輪側の車輪速 V_{af} を算出し、一方、後輪側の車輪速 V_{ar} は、第2の車速センサ25による後輪側の車輪速 V_{ar0} を、そのまま採用する。

【0049】

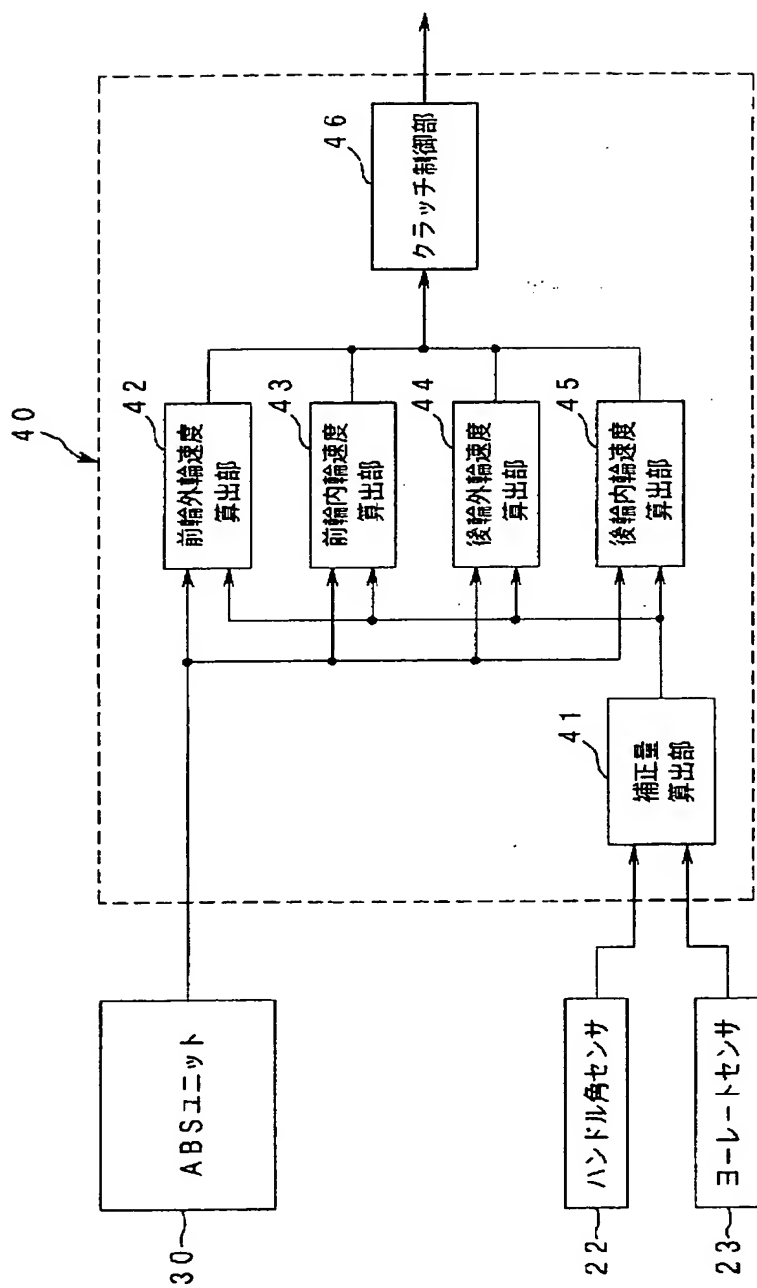
【発明の効果】以上説明したように本発明によれば、車両旋回時の各車輪の軌跡差を解消するよう車輪速度を補正し、前輪側と後輪側との補正後の車輪速度の差に応じてトランスファクラッチの締結力を可変することで、前輪側と後輪側とのトルク伝達配分を変更して車輪のスリップを防止するため、前後輪の車輪速差に対する不感帯の幅を従来よりも狭くしても極低速旋回時にタイトコーナブレイキ現象が発生することがなく、適正な不感帯幅

【図5】同上、スリップ判定マップの説明図

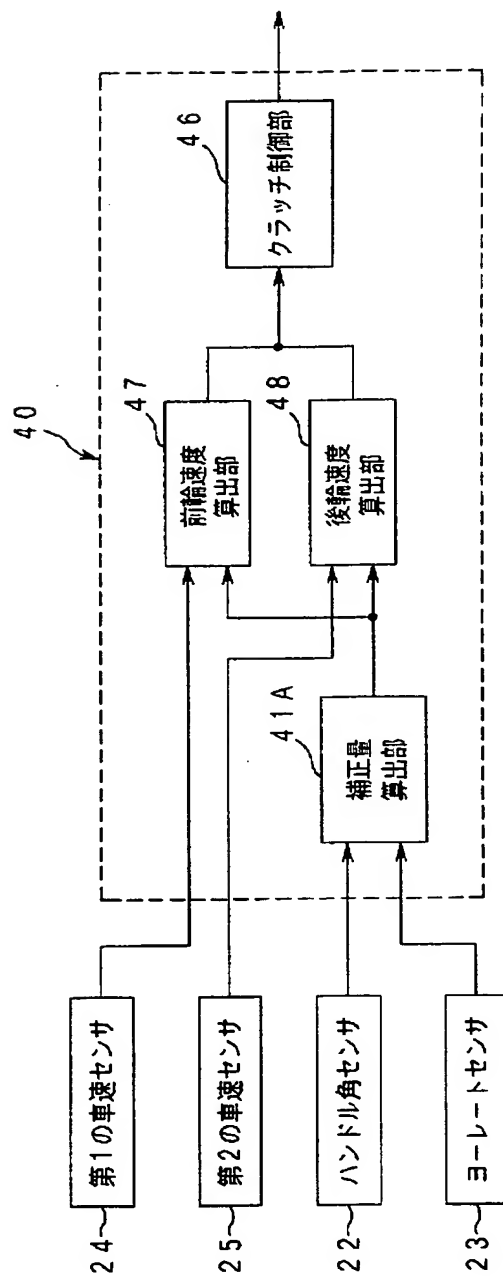
46…クラッチ制御部

[illegible]

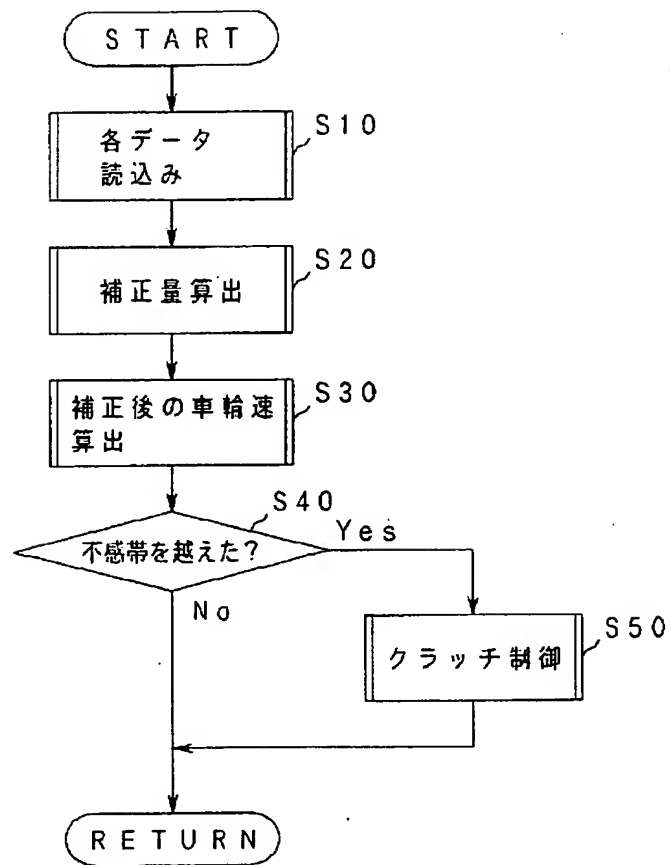
【図1】



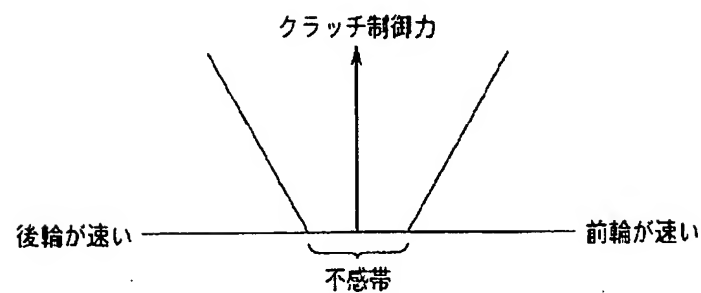
【図7】



【図3】



【図5】



【図6】

